

机组旁路系统减温减压装置热力特性的计算机分析

张 奇 王世忠 王怀彬

(哈尔滨工业大学)

摘要 基于 IFC 公式和一维搜索法实现水蒸气热力性质的计算机计算和水蒸气焓—熵图的计算机查找。利用两相流理论和可压缩流体动力学原理,把水蒸气与冷却水混合流动多级多孔节流问题转化为非线性方程的迭代求根问题,实现了机组旁路系统减温减压装置热力特性的计算机分析。

关键词 汽轮机 旁路系统 减温减压装置 热力特性 计算机分析

分类号 TK212 264.22

0 引言

“汽轮机旁路系统减温减压装置热力特性的计算机分析”是从“火电站 300 MW 机组 35% 旁路系

统阀”项目中引出的课题。300 MW 汽轮机旁路系统国产化设计是原“八五”期间国家重大科技攻关项目之一。该项目于 1993 年 8 月在北京通过能源部和国务院重大办鉴定,该旁路系统已在铁岭电厂 # 1 机组运行四年,情况良好。

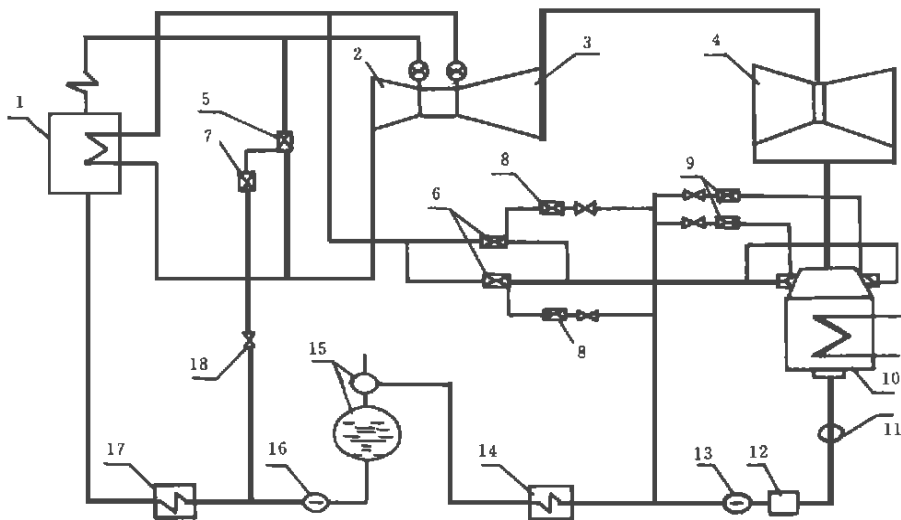


图 1 300 MW 机组旁路系统流程图

1. 锅炉 2. 高压缸 3. 中压缸 4. 低压缸 5. 高压蒸汽转换阀 6. 低压蒸汽转换阀 7. 高压喷水调节阀
8. 低压喷水调节阀 9. 三级喷水调节阀 10. 凝汽器 11. 凝结水泵 12. 凝结水除盐装置
13. 凝结水升泵 14. 低压加热器 15. 除氧器及水箱 16. 给水泵 17. 高压加热器 18. 隔离阀

旁路系统是汽轮机装置之一。它由管道和阀门组成,可以将高一参数级的蒸汽不通过汽缸通流部分而经过与汽缸并联的减温减压装置,排到低一级参数的蒸汽管道或凝汽器中。

国产 300 MW 汽轮机的旁路系统采用高、低两级串联旁路系统,低压旁路系统采用双阀并联结构,由高压和低压两个旁路系统组成,在高压旁路系统中,包括高压蒸汽转换阀、高压喷水调节阀和高压减温水隔离阀;在低压旁路系统中,包括低压蒸汽转换阀、低压喷水调节阀和三级喷水阀等。

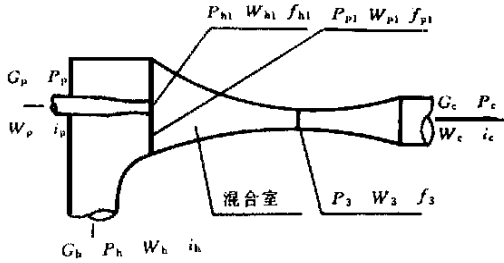


图 2 流体混合状态图

1 基本原理和公式

1.1 二相流理论

机组旁路系统中高压蒸汽转换阀属于多级多孔的节流装置,其工作是极为复杂的。汽、液两相流动问题一般可采用一维均匀流的简化模型(如图 2 所示)进行研究,基本方程有:

1.1.1 能量方程

$$i_p + i_h = (1 + \lambda) i_c \quad (1)$$

i_p, i_h, i_c 分别代表冷却水、水蒸气、混合流体的焓;

$\lambda = \frac{G_h}{G_p}$ 代表流量比。

1.1.2 质量方程

$$G_c = G_p + G_h \quad (2)$$

G_p, G_h, G_c 分别代表冷却水、水蒸气、混合流体的质量流量

1.1.3 动量方程

$$G_p w_{p1} + G_h w_{h1} - (G_p + G_h) w_3 = p_3 f_3 + \int_{f_3}^{f_1} p df - (p_{p1} f_{p1} + p_{h1} f_{h1})$$

式中 $w_{p1}, w_{h1}, p_{p1}, p_{h1}$ 分别为在混合室入口截面冷却水和水蒸气的速度和静压力; p_3 为在混合室出口截面混合流体的静压力, f_{p1}, f_{h1} 分别为进入混合室冷却水和水蒸气的截面积; $\int_{f_3}^{f_1} p df$ 为作用于混合室壁面上力的冲量积分。由以上三个基本方程就可以计算混合后的流体状态参数。

1.2 可压缩流体节流理论

作为可压缩流体的水蒸气通过转换阀小孔时,流速、压力将发生变化,见图 3。在此节流过程中,认为没有能量交换,即过程绝热。这样由绝热过程方程 $p^{\frac{k}{k-1}} = \text{const}$ 和位能转换动能的 Bernoulli 方程式 $dC = \rho w dw$ 可得到

$$Q = \alpha \epsilon F_0 \sqrt{2(p_1 - p_2)}$$

$$\text{其中 } X = \frac{1}{1 - \lambda^2 m^2}$$

$$\frac{1 - \lambda^2 m^2}{1 - \lambda^2 m^2 (\frac{p_2}{p_1})^2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{p_2}{p_1}} \cdot \frac{k}{k-1} (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{k}{k-1}} (1 - (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{k-1}{k}})$$

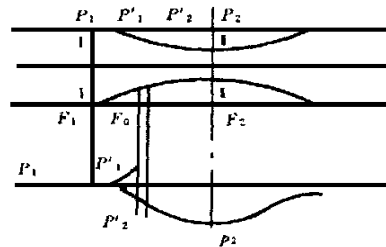


图 3 节流前后流束特性与压力变化

2 IFC 公式、一维搜索法迭代求解

数字计算机的发展和应用的普及,迅速改变着手工查表和手工查焓—熵图的传统设计方式。为适应电厂设计和热力循环过程最优化的复杂计算,IFC (International Formulation Committee) 提供的水和水蒸气热力性质的公式便于用计算机查表,查焓—熵图和计算机进行热力计算。

2.1 水蒸气热力性质的计算机计算

水蒸气的状态参数不是独立的,若取温度 T 和

压力 P 为自变量, 则比焓 s 和焓 i 可以表示为 T 和 P 的函数

$X_2 = i / (p_e, g_{e1})$ —折合焓; $e = s / (p_{e1} g_{e1} / T_{e1})$ —折合比焓。则 IFC 公式如下:

记 $\Theta = T / T_{e1}$ —折合温度; $U = p / p_{e1}$ —折合压力;

$$X_2 = T_{0+} B_0 \Theta - \sum_{g=1}^5 B_0 g (g-2) \Theta^{g-1} - \sum_{-1}^5 \beta \sum_{g=1}^{n(-)} \times B_{-v} \{ 1 + z(-, v) \Theta \} I^{z(-, v)}$$

$$- \sum_{-6}^6 \times \frac{\sum_{v=1}^{n(-)} B_{-v} I^{z(-, v)} \{ 1 + z(-, v) \Theta \} \frac{\Theta \sum_{\lambda=1}^{L(-)} x(-, \lambda) b_{\lambda} X^{\alpha(-, \lambda)}}{U^{\beta-} + \sum_{\lambda=1}^{L(-)} b_{\lambda} X^{\alpha(-, \lambda)}}}{U^{\beta-} + \sum_{\lambda=1}^{L(-)} b_{\lambda} X^{\alpha(-, \lambda)}} + U \left(\frac{U}{U_L} \right)^{10} \sum_{Y=0}^6 \{ [1 + \Theta \left(-\frac{10U}{U_L} + vb \right)] B_{0Y} X^Y \} \quad (5)$$

$$e_2 = -T_1 - I_1 \ln U + U_0 \ln \Theta - \sum_{Y=1}^5 (Y-1) B_0 \Theta^{Y-2} - b \sum_{-1}^5 U \sum_{v=1}^{n(-)} Z(-, v) B_{-v} X^{2(-, v)}$$

$$- \sum_{v=1}^{n(-)} B_{-v} I^{z(-, v)} z(-, v) - \frac{\sum_{\lambda=1}^{L(-)} x(-, \lambda) b_{\lambda} X^{\alpha(-, \lambda)}}{U^{\beta-} + \sum_{\lambda=1}^{L(-)} b_{\lambda} X^{\alpha(-, \lambda)}} + U \left(\frac{U}{U_L} \right)^{10} \sum_{\lambda=0}^6 \{ [\frac{10U}{U_L} + vb] B_{0\lambda} X^{\lambda} \} \quad (6)$$

在式 (5)、(6) 中引用常数的意义和数值详见文献 [12]

2.2 水蒸气焓—熵图的计算机查找

水蒸气节流过程可以认为是等焓过程。根据 IFC 公式 (5)、(6), 可以由节流前的温度 T_1 、压力 P_1 求出节流前的焓 i_1 和熵 s_1 。根据式 (4) 可以求出节流后的压力 P_2 。为简明起见, 将 IFC 公式 (5)、(6) 记作

$$i = f_1(P, T) \quad (7)$$

$$s = f_2(P, T) \quad (8)$$

再将式 (7) 改写成下式:

$$i_1 - f_1(p_2, T) = 0 \quad (9)$$

利用一维搜索法, 对式 (9) 进行迭代求根将得到 T_2 。再根据 IFC 公式 (5)、(6), 可以由节流后的温度 T_2 、压力 P_2 求出节流后的焓 i_2 和熵 s_2 , 依此类推。

3 算例

高压蒸汽转换阀是一个多级多孔的减温减压节流装置 (见图 4), 它的结构是最复杂的, 也是计算最困难的, 解决它成为问题的关键。其工作过程是: 水蒸气经过大阀瓣节流与小阀瓣节流后喷出的冷却水在单纯混合室相混合。这是两相流的混合问题。混合后经过一次膨胀, 到达一级孔板, 再经过二级孔板、三

级孔板的节流最终进入旁路系统的管道中。

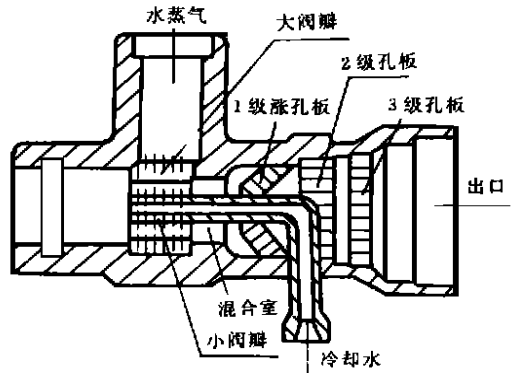


图 4 高压蒸汽转换阀

高压蒸汽转换阀的计算原理和方法具有通用性, 可以用于其它阀的计算, 特别是大容量汽轮机减温减压装置, 所以本文仅以高压蒸汽转换阀为算例, 给出其计算结果, 并将其与实物实测数据进行比较, 吻合良好, 证明了计算原理与方法的正确性。其计算机分析与比较结果如表 1—表 4 所示。

表 1 大阀瓣节流计算结果

节流前水蒸气参数		节流后水蒸气参数	
流量	$Q_1 = 350 \text{ t/h} = 97.222 \text{ kg/s}$	流量	$Q_2 = 350 \text{ t/h} = 97.222 \text{ kg/s}$
压力	$p_1 = 16.67 \text{ MPa}$	压力	$p_2 = 9.48 \text{ MPa}$
温度	$t_1 = 537^\circ\text{C}$	温度	$t_2 = 507^\circ\text{C}$
焓	$i_1 = 3399.6 \text{ kJ/kg}$	焓	$i_2 = 3399.6 \text{ kJ/kg}$
比容	$v_1 = 0.02 \text{ m}^3/\text{kg}$	比容	$v_2 = 0.038 \text{ m}^3/\text{kg}$
流速	$w_1 = 80.0538 \text{ m/s}$	流速	$w_2 = 330.126 \text{ m/s}$
绝热指数	$k_1 = 1.293$	绝热指数	$k_2 = 1.283$

表 2 小阀瓣节流计算结果

节流前水蒸气参数		节流后水蒸气参数	
流量	$Q_1 = 72 \text{ t/h} = 20 \text{ kg/s}$	流量	$Q_2 = 72 \text{ t/h} = 20 \text{ kg/s}$
压力	$p_1 = 10.68 \text{ MPa}$	压力	$p_2 = 9.40 \text{ MPa}$
温度	$t_1 = 176^\circ\text{C}$	温度	$t_2 = 170^\circ\text{C}$
焓	$i_1 = 770.2 \text{ kJ/kg}$	焓	$i_2 = 770.2 \text{ kJ/kg}$
比容	$v_1 = 0.0011 \text{ m}^3/\text{kg}$	比容	$v_2 = 0.0011 \text{ m}^3/\text{kg}$
流速	$w_1 = 0.7679 \text{ m/s}$	流速	$w_2 = 0.5305 \text{ m/s}$
绝热指数	$k_1 = 1.293$	绝热指数	$k_2 = 1.283$

表 3 水蒸气与冷却水混合计算结果

焓	$i_c = \frac{1}{H} (i_{p^*} - i_H) = \frac{1}{\frac{350}{72}} (770.2 - \frac{350}{72} \cdot 3399.6) = 2950.98 \text{ kJ/kg}$
压力	$P_3 = 8.91 \text{ MPa}$
比容	$v_3 = 0.027 \text{ m}^3/\text{kg}$
温度	$t_3 = 344^\circ\text{C}$
绝热指数	$k_3 = 1.267$

表 4 各级孔板节流后流体参数

	一级孔板	二级孔板	三级孔板	实测出口参数	相对误差
压力 (MPa)	5.10	2.81	1.54	1.51	1.99%
比容 (m^3/kg)	0.048	0.087	0.16		
温度 ($^\circ\text{C}$)	309	279	260	250	4%
绝热指数	1.274	1.284	1.293		

4 结论

(1)减温减压装置的热力计算是在等焓假设下进行的,计算结果与实际基本吻合;

(2)计算得到的出口参数为 $P = 1.54 \text{ MPa}$, $t = 260^\circ\text{C}$ 。压力相对误差 1.99%, 温度相对误差 4%, 可

以满足工程计算所要求的精度;

(3)因为多级节流装置,各级间的压力和温度等参数在国内尚无测试手段,所以级间参数仅是理论计算值;

(4)蒸汽在节流装置中的流动严格说来是三元流动,至少是二元轴对称流动,本文按一元轴向流动来考虑,也满足了工程要求;

(5) 本文利用计算机完成了以前人工较难完成的节流计算, 为节流装置的计算机辅助设计提供了方便。

参 考 文 献

- 1 朱家驹, 苏振华等. 引进技术 600 300 MW 汽轮机的国产化和通流部分的优化. 动力工程, 1993, 13(1)
- 2 翁思成, 彭泽英. 引进型 300 MW 汽轮机通流部分的优化设计. 动力工程, 1993, 13(1)
- 3 蔡颐年, 王璧玉. 汽轮机装置. 北京: 机械工业出版社, 1989(10): 26-29
- 4 [美] 莱昂斯 J. L. 阀门技术手册. 北京: 机械工业出版社, 1991(6): 97-104
- 5 Chisholm D. Two-phase flow in pipelines and heat exchangers. George Gedwin, 1983 235-253
- 6 Schrage D S, et al. Two-phase pressure drop in vertical

cross-flow across a horizontal turbe bundle. AIChE Journal, 1988 34

- 7 刘大有. 二相流体动力学. 高等教育出版社, 1993
- 8 White B R. Partide dynamics in two-phase flow in Encyclopedia of fluid mechanics 4, solid and gas. solids flows (ed Cheremis inoff N. P). Gulf Publishing Company Houston, Texas, 1986
- 9 林宗虎. 气液两相流和沸腾传热. 西安交通大学出版社, 1987
- 10 马根地, 孙鸿元. 汽液二相流研究概述. 力学进展, 1986, 16(1)
- 11 Hewitt G F. Two-phase flow and its applications part, present and future, Heat Trans. Eng., 1983, 4(1): 67-79
- 12 [德] 施密特 E, 格里古尔 U 著, 赵兆颐译. 国际单位制的水和水蒸气的性质. 北京: 水利电力出版社, 1983

作者简介: 张奇 男 1959年生, 高级工程师, 1982年毕业于东北电力学院热能动力工程系, 曾在哈尔滨发电厂、热电厂从事生产技术及管理工作。现工作在哈尔滨第三发电厂。1994年至1996年在哈尔滨工业大学在职学习。(通讯处 150024 哈尔滨市道外区三电街哈尔滨第三发电厂)

第一台完善化 75 t/h 循环流化床锅炉通过部级鉴定

1997年5月3日, 由机械工业部主持的我国第一台 75 t/h 循环流化床锅炉完善化工程在四川成都金牛坝宾馆通过鉴定。

来自全国 120 余位专家代表, 在认真听取了四川锅炉厂、清华大学、西安热工研究所、彭西余热发电厂等单位汇报后, 对鉴定资料和技术文件进行了认真审查, 并到彭西余热发电厂实地考察。鉴定意见认为: 产品采用的异型水冷分离器属国际九十年代新型设计, 有独创, 达国际先进水平, 并显示良好的大型化潜力, 该炉除保留了第一代 75 t/h 循环流化床锅炉整体“π”型布置、结构紧凑、布局合理、占需积小等循悖外, 采用了提高炉膛净高、采用异型水冷分离器及自平衡回料系统, 使用新型耐磨耐火材料、降低尾部烟速等完善化措施。通过运行和测试表明, 该炉采取的这些技术措施是有效的, 在满负荷燃用高灰份 (~ 50%) 劣质烟煤 (低位发热量 /13 500 kJ/kg) 时锅炉效率较高, 锅炉能在 40%—100% 负荷下稳定运行, 其主要的参数达到了设计值, 同意通过鉴定, 建议推广使用。

这台 75 t/h 循环流化床锅炉完善化项目是国家经贸委于 1994 年设立的, 由四川锅炉厂总承包并采用清华大学异型冷分离器专利技术产品设计、制造、安装调试, 均按完善化示范 (工程) 项目所规定的完善化目标的要求进行, 并于 1996 年投运于成都市彭西余热发电厂, 已累计运行 4000 多小时, 经电力工业部西安热工研究院热工测试: 在燃用当地劣质烟煤的情况下, 锅炉热效率为 86.67%, 折算到保值条件下为 86.59%; 锅炉最大连续蒸发量为 83.7%, 该炉具有稳定的超负荷能力。

四川锅炉厂这台第二代循环流化床锅炉克服了第一代循环流化床锅炉存在的分离效率不理想、额定负荷难以长期稳定运行、易磨损等诸多问题。因此, 它的推广应用将会对我国分布极广的劣质燃料的应用和燃煤造成的环境污染治理有着十分重要的意义, 也对我国的煤炭综合利用和节约能源方面有着重大的现实意义, 同时将会对我国循环流化床锅炉的发展和大型化产生积极的推动作用。

(肖俭支、杜晓勤 供稿)

scheme some meaningful conclusions were obtained, which can serve as a solid basis for parameter optimization and selection in future design work. **Key words** gas turbine, simulation technology, mathematical model

太阳能集热器系统的四维热网络动态仿真模型 = Dynamic Simulation Model of a Four-dimensional Heat Network for a Solar Energy Collector System [刊, 中] Chou Qiaoli, Ye Hong, et al (China National University of Science & Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 1997, 12(5). - 388~ 392
The authors have for the first time come up with the conception of a unit(differential) section separate node point heat resistance and heat capacity four-dimensional heat network for a solar energy collector system and on this basis set up a heat collection process dynamic emulation model for the solar energy collector system with a cavity absorber-trough paraboloidal mirror. Under the conditions of a variation of all outside driving forces this model can be used not only to determine the variation of temperature distribution with time of any section of a component but also obtain the spatial distribution of the temperature of each component at any time along the collector system, thereby realizing for the first time the four-dimensional dynamic emulation of the operating conditions of a large-sized solar energy collector. **Key words** cavity absorber, solar energy collector, Four-dimensional heat network dynamic emulation

机组旁路系统减温减压装置热力特性的计算机分析 = Computer Aided Analysis of the Thermodynamic Properties of a Pressure and Temperature Reduction Device for a Steam Turbine Bypass System [刊, 中] Zhang Qi, Wang Shizhong, Wang Huaibin (Harbin Institute of Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 1997, 12(5). - 369~ 373

On the basis of an IFC formula and one-dimensional search method realized are a computer-aided calculation of steam thermodynamic properties and a computer-aided search of steam enthalpy-entropy diagram. Through the use of two-phase flow theory and compressible fluid thermodynamic principles the problem of steam and cooling water mixed flow multi-stage multi-orifice throttling can be transformed into a problem of iterative root extraction of a nonlinear equation. The above makes it possible to perform a computer-aided analysis of the thermodynamic properties of a pressure and temperature reduction device for a steam turbine bypass system. **Key words** steam turbine, bypass system, pressure and temperature reduction device, thermodynamic properties, computer-aided analysis

汽泡生长诱导的速度场 = An Induced Velocity Field of Steam Bubble Growth [刊, 中] Gu Pingdao, Lu Changgen (Jiangsu Petrochemical Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 1997, 12(5). - 374~ 376

With the help of Apollonius conformal transformation and Fourier series method obtained is an induced velocity field of steam bubble growth process in a stationary flow field. **Key words** steam bubble expansion, induced velocity field, conformal transformation, expansion circle

含不凝气体的蒸汽冷凝换热系数的关联式 = A Correlation of Condensation Heat Exchange Factor of Steam Containing Non-condensable Gases [刊, 中] Xiong Mengquing, Lin Zonghu (Xi'an Jiaotong University), Liu Shengding (Xi'an Architectural University of Science & Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 1997, 12(5). - 377~ 380

The authors have established a heat exchange model for condensation heat exchange of steam-containing non-condensable gases. By using the said model and numerous heat exchange data a correlation for factor of condensation heat exchange between air-containing steam and the outer surface of a horizontal smooth round tube is obtained, which has practical engineering applications and is easy to use. **Key words** mixed gases, conden-